



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH DÍLENSKÉHO ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ PRO ZAHRADNÍ TECHNIKU

SUGGESTION OF A WORKSHOP LIFT FOR GARDEN MACHINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Kroupa

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Hloušek

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Martin Kroupa**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. David Hloušek**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh dílenského zvedacího zařízení pro zahradní techniku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh statické zdvižné plošiny pro servisní práce zahradních strojů s těmito technickými parametry:

- maximální výška stolu 1200 mm,
- rozměr plochy stolu 1200x800 mm,
- nosnost 100 kg,
- zdvih mechanický – pomocí šroubu.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní pojednání o stávajících konceptech a jejich případné využití pro servisní účely.

Návrh konceptu na základě výchozích parametrů.

Funkční a pevnostní výpočet nůžkového mechanismu.

Výkres celkové sestavy.

Výkres podsestavy rámu.

Výkresy výrobní dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

KLIMEŠ, Pavel. Části a mechanismy strojů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2422-2.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem dílenského zvedacího zařízení pro zahradní techniku. Parametry pro zvedací zařízení byly stanoveny na nosnost 100 kg, rozměry pracovního stolu 1200x800 mm a minimální výšku pracovního stolu 1200 mm. V práci je proveden statický a pevnostní výpočet mechanismu a dále je proveden výpočet pohonu, který je realizován pomocí pohybového šroubu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Plošinový zvedák, pohybový šroub, nůžkový mechanismus, čelní převodovka

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of workshop lifting equipment for garden equipment. The parameters for lifting equipment were set at a load capacity of 100 kg, working table dimensions of 1200x800 mm and minimum working table height of 1200 mm. In the thesis, the static and strength calculation of the mechanism is performed and the drive is calculated, which is realized by means of a motion screw.

KEYWORDS

Platform lift, motion screw, scissor mechanism, front gearbox

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KROUPA, M. *Návrh dílenského zvedacího zařízení pro zahradní techniku*. Brno, 2019. Bakalářské práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 48 s. Vedoucí bakalářské práce David Hloušek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Hlouška a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 23. května 2019

.....

Martin Kroupa

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Davidu Hlouškovi za odborné vedení, rady a pomoc při zpracování této bakalářské práce. Děkuji také panu Ing. Rudolfu Šedrlovi za konzultace a rady ohledně této bakalářské práce.

OBSAH

Úvod	9
1 Zdvihací zařízení	10
1.1 Typy konstrukcí zvedáků	10
1.2 Druhy pohonů plošinových zvedáků	12
1.3 Úpravy plošinového zvedáku pro zahradní techniku	14
2 Návrh konstrukčního řešení	16
2.1 Statické řešení zdvihací plošiny	16
2.2 Statický rozbor	17
2.3 Kinematický rozbor	17
2.4 Řešení soustav lineárních rovnic	26
2.5 Výsledné vnitřní účinky	29
2.6 Pevnostní kontrola	32
2.7 Kontrola čepů	33
2.8 Volba pojezdových koleček	37
3 Pohon nůžkového zvedáku	38
3.1 Výpočet šroubu a matice	38
3.2 Volba pohonu	41
4 Montáž sestavy	42
Závěr	43
Seznam použitých zkratk a symbolů	46
Seznam příloh	47

ÚVOD

Nejčastější úkony prováděné v opravárenství zahradní techniky jsou servis nožové soustavy a vedení pohonu pojezdu u rotačních sekaček a universálních malotraktorů. Z důvodu konstrukce pohonných jednotek těchto zařízení se nedoporučuje je klopit a převracet v podélné ose. Proto je vhodné použít upevňovací zařízení pro jejich stabilizaci.

Moderní výkonné bubnové sekačky mohou mít hmotnost až 70 kg. Manipulace s takovými zařízeními bez zdvihacího zařízení je velice obtížná. Na trhu existuje několik zdvihacích zařízení pro zahradní traktory, ale pro rotační sekačky a malotraktory nejsou tato zařízení zatím dostupná.

1 ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ

Zdvihací zařízení jsou souhrnem konstrukčních prvků a mechanismů, které jsou určeny ke zdvihání a přepravě břemen a osob. Zdvihací zařízení jsou ve většině případů umístěna nad prostorem, který obsluhují, a proto hlavním předpokladem pro bezpečný a bezporuchový provoz zdvihacích zařízení je pravidelné provádění prohlídek, revizí a zkoušek, kterými se ověřuje stav a spolehlivost zařízení používaných v provozu. [1]

1.1 TYPY KONSTRUKCÍ ZVEDÁKŮ

Pro manipulaci v opravárenství se často využívá plošinových zdvihacích zařízení. Tyto zařízení mají několik základních typů konstrukce.

Nůžkový zvedák

Nůžkový zvedák se skládá ze čtyř základních částí. Spodní základní rám, ke kterému bývá většinou připevněna pohonná jednotka, nůžkový mechanismus spojený čepy, horní zdvižná plošina a samotná pohonná jednotka. Pro zajištění pohybu plošiny se nejčastěji používá hydraulická pohonná jednotka. Alternativou tohoto pohonu může být tlačný řetěz nebo pohybový šroub. Pro dosažení velkého zdvihu se využívá vícenásobný nůžkový mechanismus.



Obr.1 Nůžkový zvedák pro motocykly [11]

Sloupový zvedák

Sloupové zvedáky se mohou dělit podle počtu sloupů konstrukce. Tyto zvedáky se většinou kotví k podlaze, ale mohou být i mobilní. Ve sloupech je uložen mechanismus zdvihu podle varianty pohonu. Pro elektrohydraulický systém se používá nejčastěji hydraulický píst v kombinaci s řetězovým převodem. Elektromechanickým pohon využívá pro vertikální zdvih pohybový šroub s maticí. U více sloupových zvedáků se k převodu síly mezi sloupy používá řetěz, který může mít dolní nebo horní vedení.



Obr.2 Sloupový zvedák pro zahradní traktory [12]

Pístový zvedák

Pístový zvedák je složen z jednoho nebo více hydromotorů, hydrogenerátoru a elektromotoru. Všechny součásti pohonu jsou nejčastěji uloženy ve skříni pod zvedákem pod úrovní podlahy. Plošina je zvedána přímo pístem, proto má zvedák menší zástavbový rozměr než ostatní zmíněná řešení. Nevýhodou jsou nutné stavební úpravy pro instalaci zvedáku.



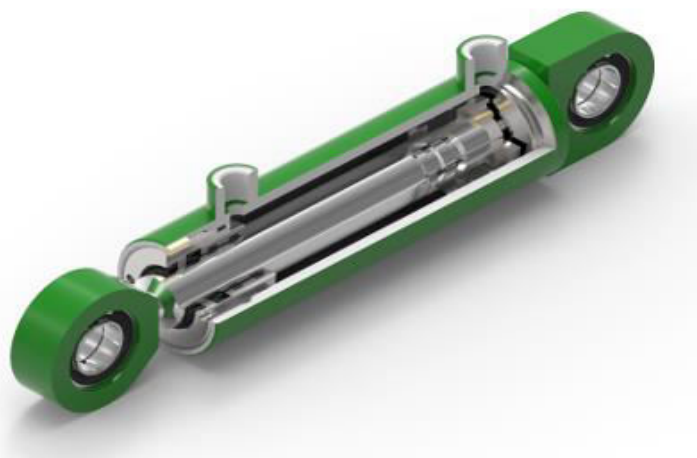
Obr.3 Pístový zvedák [13]

1.2 DRUHY POHONŮ PLOŠINOVÝCH ZVEDÁKŮ

Pro překonání sil v mechanismu se používá celá řada druhů pohonů. Pohony jsou realizovány podle požadavků na funkci zařízení a každý z nich má své výhody a nevýhody.

Hydraulický

Přímočarý hydromotor se používá u všech zmíněných konstrukcí zdvihacích zařízení. Zdvih je zajištěn tlakem hydraulické kapaliny dodávané hydrogenerátorem. Pro dosažení velkých zdvihacích sil je možno použít více hydromotorů při zachování standardních rozměrů konstrukce.



Obr.4 Přímočarý hydromotor [14]

Pneumatický

Zvedání je realizováno pneumatickým přímočarým motorem nebo měchem. Pro zvýšení nosnosti a zdvihu se používá více měchů vedle sebe nebo nad sebou. Výhodou tohoto řešení může být částečné tlumení při zatěžování.



Obr.5 Pneumatický ruční zvedák [15]

Pohybový šroub

Pohybový šroub se často používá u menších ručních zvedáků nebo sloupových zvedáků v kombinaci s převodovkou a elektromotorem. Jeho výhodou je samosvornost celého pohybového mechanismu, není potřeba používat dodatečná bezpečnostní řešení. Pro velké zdvihy může být limitující velký rozměr šroubu.



Obr.6 Šroubový zvedák pro motocykly [16]

Tlačný řetěz

Tlačný řetěz je uložen v kazetě pod zvedákem, a proto má v zasunuté poloze nízkou výšku.

Rychlost a dráha pohybu konce řetězu je přímo úměrná otáčkám pohonu, výšku zdvihu lze přesně určit i nastavit. Řetěz může pracovat ve velmi náročných podmínkách, lze jej chránit před nečistotami harmonikovým krytem. S menšími prostorovými nároky může nahradit hydraulické nebo pneumatické válce nebo šroubové mechanismy. Je tedy vhodný zvláště k použití ve zdvihacích, polohovacích a manipulačních zařízeních. [2]



Obr.7 Plošinový zvedák od firmy Serapid [17]

1.3 ÚPRAVY PLOŠINOVÉHO ZVEDÁKU PRO ZAHRADNÍ TECHNIKU

Příslušenství k plošinovému zvedáku by mělo zajistit maximální stabilitu a bezpečnost při provádění opravárenských činností na zahradní technice. Zároveň by měl být zachován přístup ke všem potřebným částem na zařízení.

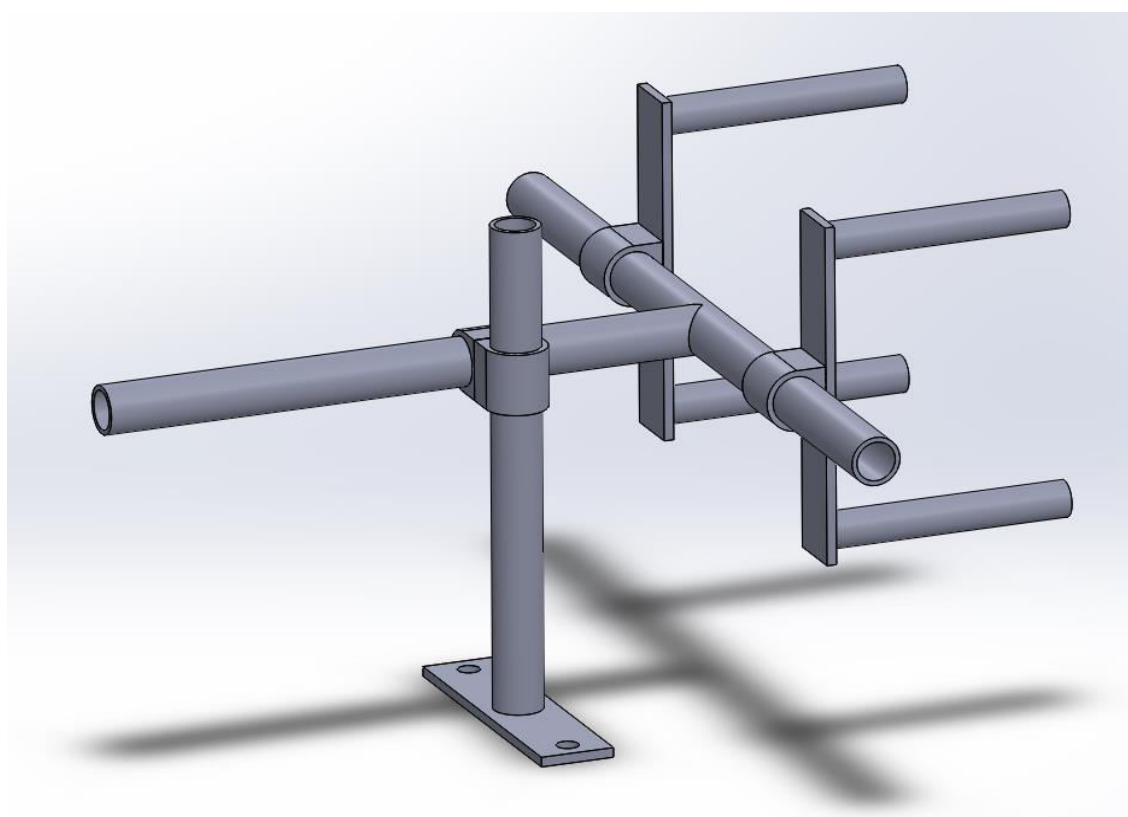
Sklon zahradní techniky

Pro snadnou manipulaci je třeba zajistit přizvednutí zahradní techniky pomocí universálního kotvícího prvku např. upínací popruh nebo řetěz s karabinou. Tyto kotvící prvky by byly uchyceny k pevné části zahradní techniky v oblasti řídicího vedení stroje a pevně spojeny s horní plošinou.

Stabilita zahradní techniky

Další mechanismu by zajišťoval celkovou stabilitu zařízení. Při povolování žacího nože nebo nasazování klínového řemene na unášec klikové hřídele je potřeba vyvinout velkou sílu, které je přenášena na zařízení. Standardní plošinový zvedák bez kotvících prvků nedokáže zamezit případnému smýknutí zařízení a následnému pádu nebo zranění obsluhy.

Pomocí dvojitého vidlicového mechanismu, který by z obou stran obepínal zadní kola zařízení, by byla zajištěna celková stabilita prvku na pracovní plošině. Mechanismus by byl stavitelný ve 3 osách, aby byl použitelný pro co největší rozpětí zahradní techniky.



Obr.21 Návrhový model stabilizačního držáku

2 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Cílem této práce je realizovat konstrukční návrh plošinové zvedáku, který by mohl být používán v opravárenství zahradní techniky. Z typů konstrukcí byl zvolen nůžkový mechanismus pro svou jednoduchost a stabilitu. Pohon plošiny bude zajišťovat pohybový šroub v kombinaci s čelní převodovkou. Zvedák nebude převážet osoby ani se pod ním nebudou osoby pohybovat. Jeho výška zdvihu a nosnost nepřekročí zadané hodnoty. Proto bude návrh realizován dle normy uvedené normy. Návrh bude uskutečněn pro následující parametry.

Zadané parametry

- maximální výška stolu 1200 mm,
- rozměr plochy stolu 1200x800 mm,
- nosnost 100 kg

Návrh realizován dle normy:

ČSN EN 1570-1 A1

Tato norma specifikuje rychlost zdvihu plošiny, která nesmí překročit 0,15 m/s. [3]

2.1 STATICKÉ ŘEŠENÍ ZDVIHACÍ PLOŠINY

Určení pohyblivosti soustavy těles dle rovnice:

$$i = i_v \cdot (n - 1) - (\sum \xi_i - \eta) \quad (1)$$

i_v - počet stupňů volnosti volného tělesa

n - počet členů soustavy

$\sum \xi_i$ - počet stupňů volnosti odebraných vazbami

η - počet omezených deformačních parametrů

$$i = i_v \cdot (n - 1) - (\sum \xi_i - \eta) = 3 \cdot (9 - 1) - (24 - 0) = 0^\circ \text{ volnosti}$$

Soustava je uložena nepohyblivě, soustava je v pohybově podmíněné statické rovnováze.

2.2 STATICKÝ ROZBOR

POČET NEZNÁMÝCH PARAMETRŮ

$$NP = \left\{ F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Bx}, F_{By}, F_{Cx}, F_{Cy}, F_{Dx}, F_{Dy}, F_{Ex}, F_{Ey}, F_{Fx}, F_{Fy}, F_{Gx}, F_{Gy}, F_{Hx}, F_{Hy}, F_{Ix}, F_{Iy}, \right. \\ \left. F_{Jx}, F_{Jy}, F_{Kx}, F_{Ky}, F_{Lx}, F_{Ly} \right\}$$

$$\mu = \mu_F + \mu_M = 24 + 0 = 24 \quad (2)$$

μ_F - počet neznámých parametrů silových

μ_M - počet neznámých parametrů momentových

POČET POUŽITELNÝCH PODMÍNEK STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\nu = \nu_F + \nu_M = 8 \cdot 2 + 8 \cdot 1 = 24 \quad (3)$$

ν_F - počet použitelných podmínek silových

ν_M - počet použitelných podmínek momentových

PODMÍNKY STATICKÉ URČITOSTI

$$\mu_M + \mu_r \leq \nu_M \quad (4)$$

μ_r - počet neznámých poloh působení sil

$0 + 0 \leq 8 \rightarrow$ soustava těles je uložena staticky určitě

Statické výpočty byly zpracovány dle [4].

2.3 KINEMATICKÝ ROZBOR

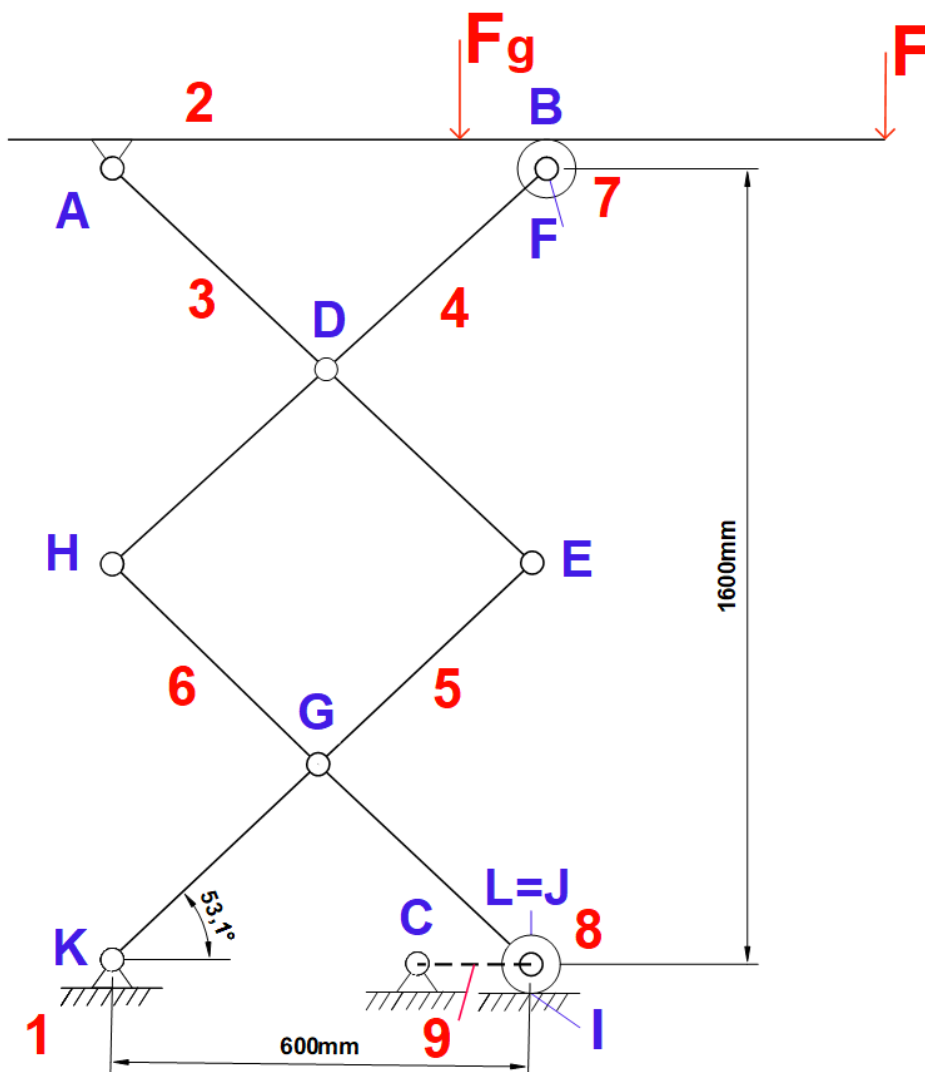
Zatěžující síly

Nůžkový mechanismus je zatěžován silou F od hmotnosti břemene a silou F_g od hmotnosti zdvihačské plošiny působící v jejím těžišti. Výpočet je realizován pro zatížení v dolní poloze, kde se předpokládá největší zatížení pro pohon. Úloha je řešena jako 2D proto je síla podělena počtem nůžek mechanismu.

$$F = \frac{m_b \cdot g}{2} = \frac{100 \cdot 9,81}{2} = 490,5 \text{ N} \quad (5)$$

$$F_g = \frac{m_p \cdot g}{2} = \frac{20 \cdot 9,81}{2} = 98,1 \text{ N} \quad (6)$$

Plošina v horní poloze



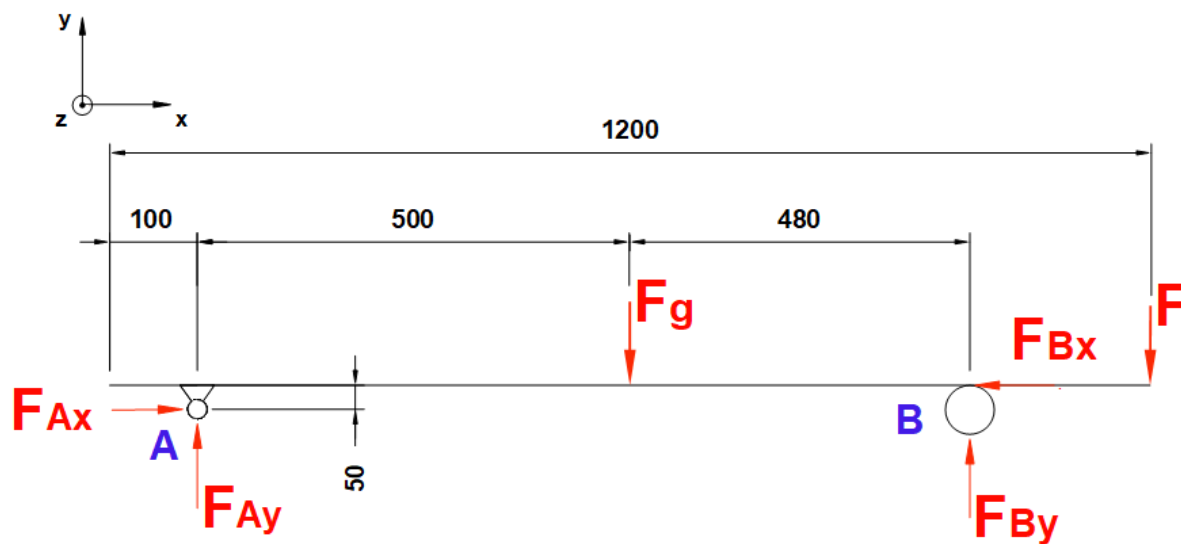
Obr. 9 Schéma plošiny v horní poloze

Pro zjednodušení výpočtu a následného vytvoření inverzní matice, byly vypočítány zbylé délky ramen v dolní poloze jednotlivých těles a do rovnic budu dosazovat tyto délky.

$$\sin 11,53^\circ \cdot 0,5m = 0,1m \quad \cos 11,53^\circ \cdot 0,5m = 0,49m \quad (7)$$

$$\sin 11,53^\circ \cdot 1m = 0,2m \quad \cos 11,53^\circ \cdot 1m = 0,98m \quad (8)$$

Plošina - těleso 2



Obr.10 Uvolnění tělesa 2

Rovnice statické rovnováhy tělesa 2

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Ax} - F_{Bx} = 0 \quad (9)$$

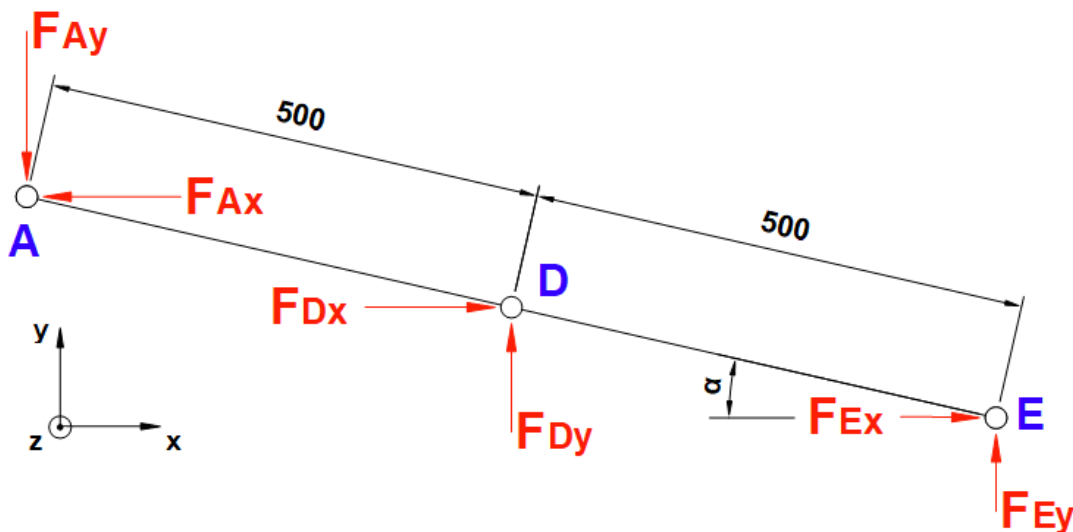
$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ay} + F_{By} - F - F_g = 0 \quad (10)$$

$$F_{Ay} + F_{By} = 588 \text{ N}$$

$$\sum M_{zA} = 0 \quad F_{Bx} \cdot 0,05 + F_{By} \cdot 0,98 - F \cdot 1,1 - F_g \cdot 0,5 = 0 \quad (11)$$

$$F_{Bx} \cdot 0,05 + F_{By} \cdot 0,98 = 588 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Rameno - těleso 3



Obr.11 Uvolnění tělesa 3

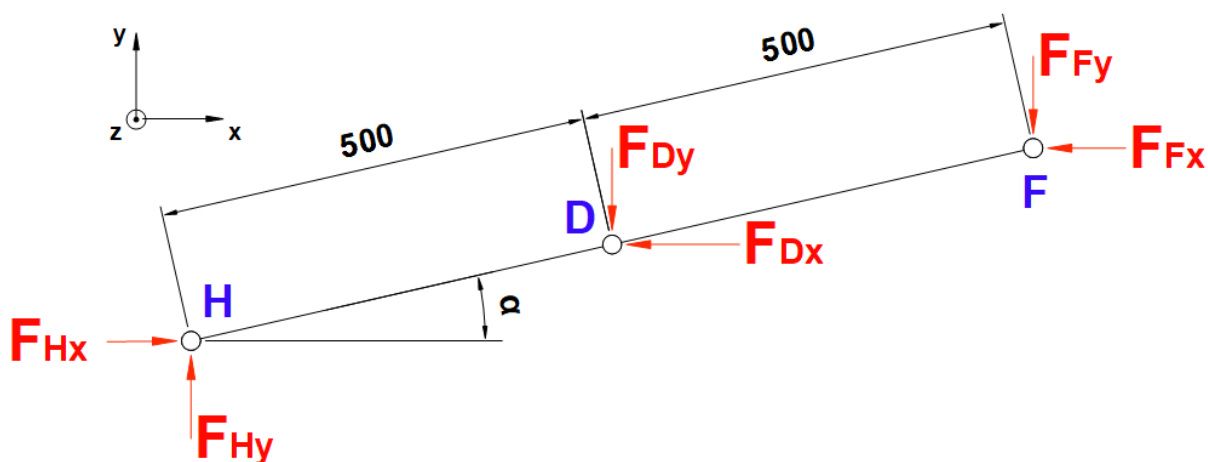
Rovnice statické rovnováhy tělesa 3

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Ax} + F_{Dx} + F_{Ex} = 0 \quad (12)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Ay} + F_{Dy} + F_{Ey} = 0 \quad (13)$$

$$\sum M_{zA} = 0 \quad F_{Dx} \cdot 0,1 + F_{Dy} \cdot 0,49 + F_{Ex} \cdot 0,2 + F_{Ey} \cdot 0,98 = 0 \quad (14)$$

Rameno - těleso 4



Obr.12 Uvolnění tělesa 4

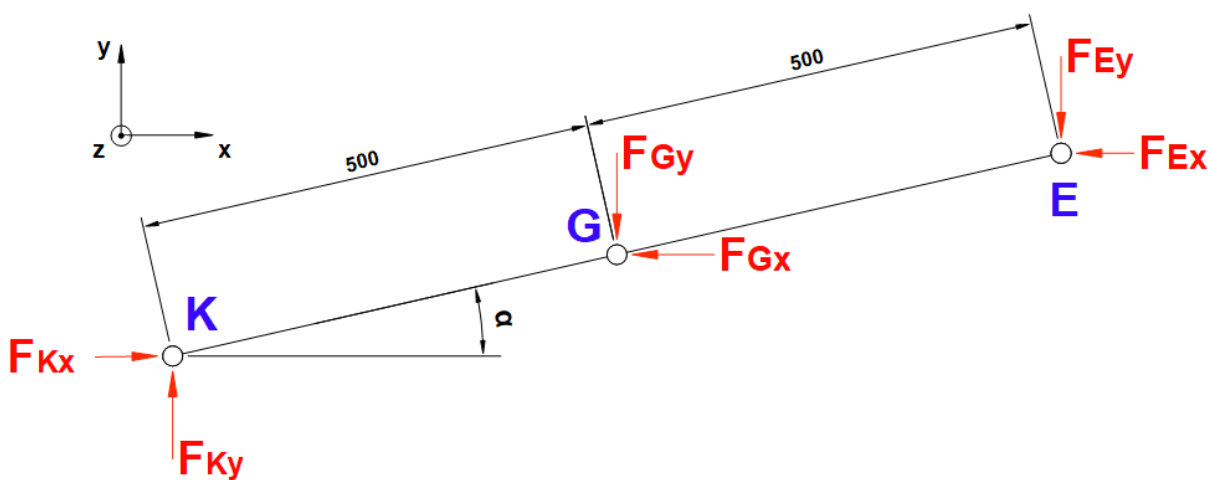
Rovnice statické rovnováhy tělesa 4

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Dx} - F_{Fx} + F_{Hx} = 0 \quad (15)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Dy} + F_{Hy} - F_{Fy} = 0 \quad (16)$$

$$\sum M_{zH} = 0 \quad F_{Dx} \cdot 0,1 - F_{Dy} \cdot 0,49 + F_{Fx} \cdot 0,2 - F_{Fy} \cdot 0,98 = 0 \quad (17)$$

Rameno těleso 5



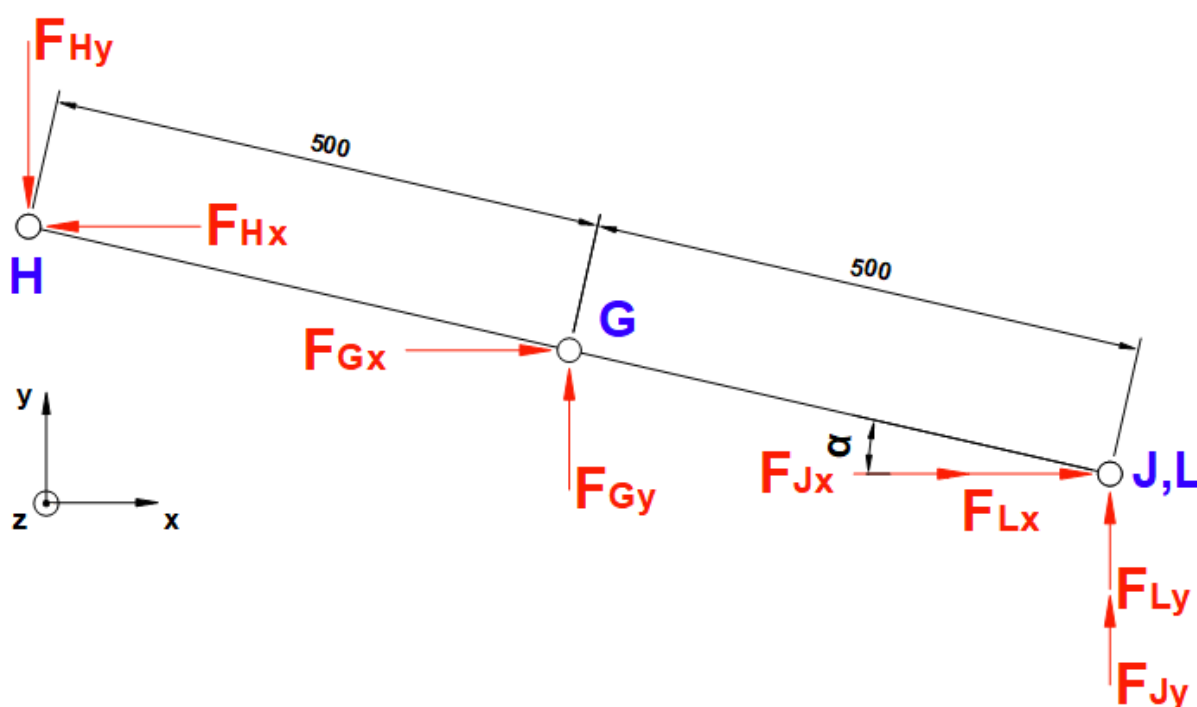
Obr.13 Uvolnění tělesa 5

Rovnice statické rovnováhy tělesa 5

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Ex} - F_{Gx} + F_{Kx} = 0 \quad (18)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Ey} - F_{Gy} + F_{Ky} = 0 \quad (19)$$

$$\sum M_{zE} = 0 \quad -F_{Gx} \cdot 0,1 + F_{Gy} \cdot 0,49 + F_{Kx} \cdot 0,2 - F_{Ky} \cdot 0,98 = 0 \quad (20)$$

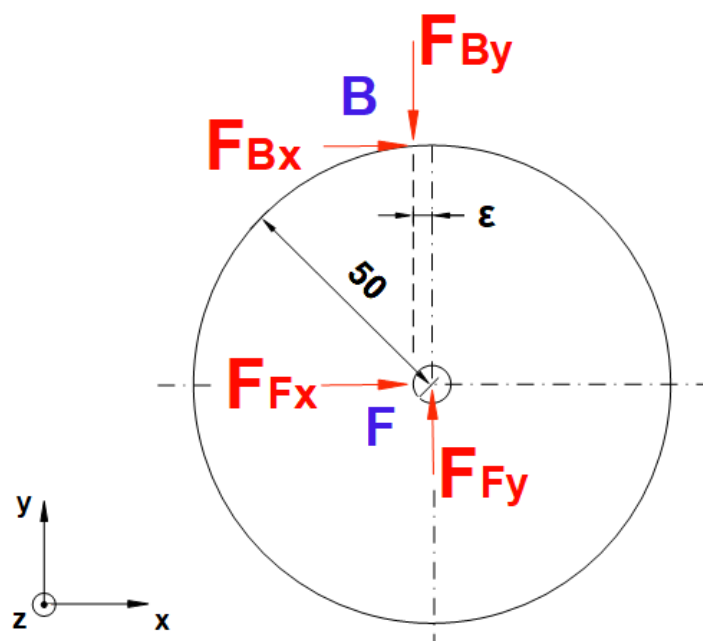
Rameno tělesa 6*Obr.14 Uvolnění tělesa 6***Rovnice statické rovnováhy tělesa 6**

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Hx} + F_{Gx} + F_{Lx} + F_{Jx} = 0 \quad (21)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Hy} + F_{Gy} + F_{Ly} + F_{Jy} = 0 \quad (22)$$

$$\sum M_{zL} = 0 \quad F_{Hx} \cdot 0,2 + F_{Hy} \cdot 0,98 - F_{Gx} \cdot 0,1 - F_{Gy} \cdot 0,49 = 0 \quad (23)$$

Kladka těleso 7



Obr.15 Uvolnění tělesa 7

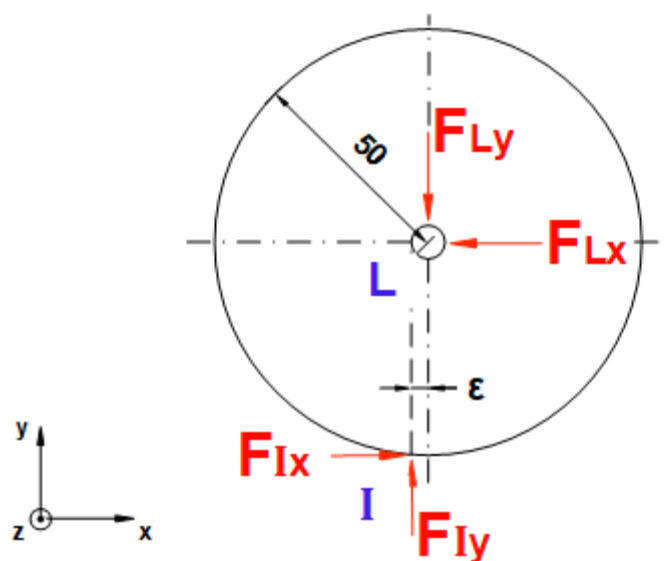
Rovnice statické rovnováhy tělesa 7

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Bx} + F_{Fx} = 0 \quad (24)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{By} + F_{Fy} = 0 \quad (25)$$

$$\sum M_{zF} = 0 \quad -F_{Bx} \cdot 0,05 + F_{By} \cdot 0,002 = 0 \quad (26)$$

Kladka těleso 8



Obr. 16 Uvolnění tělesa 8

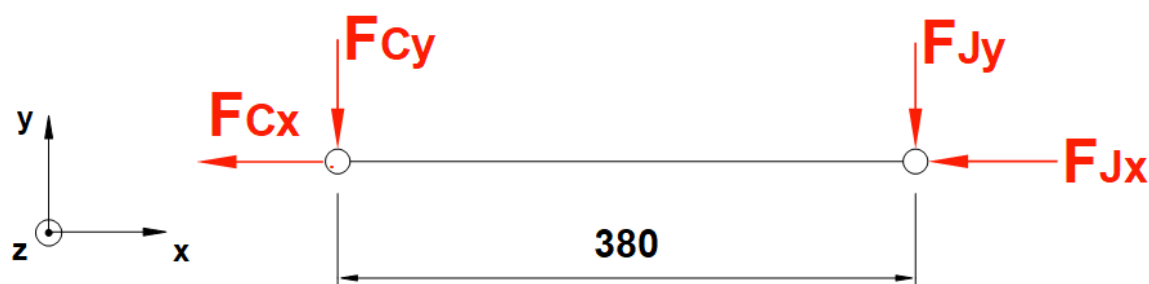
Rovnice statické rovnováhy tělesa 8

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Lx} + F_{Ix} = 0 \quad (27)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Ly} + F_{Iy} = 0 \quad (28)$$

$$\sum M_{zL} = 0 \quad F_{Ix} \cdot 0,05 - F_{Iy} \cdot 0,002 = 0 \quad (29)$$

Pohybový šroub těleso 9



Obr.17 Uvolnění tělesa 9

Rovnice statické rovnováhy tělesa 9

$$\Sigma F_x = 0 \quad -F_{Cx} - F_{Jx} = 0 \quad (30)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad -F_{Cy} - F_{Jy} = 0 \quad (31)$$

$$\Sigma M_{zC} = 0 \quad F_{Jy} \cdot 0,38 = 0 \quad (32)$$

2.4 ŘEŠENÍ SOUSTAV LINEÁRNÍCH ROVNIC

Rovnice statické rovnováhy získané po uvolnění všech těles byly řešeny maticovou metodou pomocí programu Matlab.

$$A \cdot x = b \quad (33)$$

$$x = A^{-1} \cdot b \quad (34)$$

A – matice soustav lineárních rovnic

x – vektor neznámých

b – vektor pravých stran

$$x^T = \left\{ F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Bx}, F_{By}, F_{Cx}, F_{Cy}, F_{Dx}, F_{Dy}, F_{Ex}, F_{Ey}, F_{Fx}, F_{Fy}, F_{Gx}, F_{Gy}, F_{Hx}, F_{Hy}, F_{Ix}, F_{Iy}, \right. \\ \left. F_{Jx}, F_{Jy}, F_{Kx}, F_{Ky}, F_{Lx}, F_{Ly} \right\} \quad (35)$$

$$b^T = \{0, F + F_g, F \cdot 1, 1 + F_g \cdot 0,5, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0\} \quad (36)$$

Rovnice byly určeny dle [5]

Matice – dolní poloha

Sestavená matice s dosazenými hodnotami délek ramen jednotlivých těles.

F_{ax}	F_{ay}	F_{bx}	F_{by}	F_{cx}	F_{cy}	F_{dx}	F_{dy}	F_{ex}	F_{ey}	F_{fx}	F_{fy}	F_{hx}	F_{hy}	F_{ix}	F_{iy}	F_{jx}	F_{jy}	F_{gx}	F_{gy}	F_{lx}	F_{ly}	F_{kx}	F_{ky}	x
1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2
0	0	0.05	0.98	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3
-1	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4
0	-1	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5
0	0	0	0	0	0	0.1	0.49	0.2	0.98	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6
0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7
0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8
0	0	0	0	0	0	0.1	-0.49	0	0	0.2	-0.98	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9
0	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10
0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11
0	0	-0.05	ξ	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	12
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	13
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	-1	0	0	14
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.05	$-\xi$	0	0	0	0	0	0	0	0	15
0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	16
0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	17
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.49	0	0	0	0	0	0	18
0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	0	19
0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	20
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0.1	0.49	0	0	0.2	-0.98	21
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	22
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	23
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.2	0.98	0	0	0	0	-0.1	-0.49	0	0	0	0	24

Obr.18 Matice pro dolní polohu

Tab.1 Výsledné síly ve vazbách pro spodní polohu zvedáku

Složky sil	Velikost sil [N]	Složky sil	Velikost sil [N]	Složky sil	Velikost sil [N]
Fax	23,95	Fex	-2905,15	Fjx	-5810,30
Fay	-10,78	Fey	598,78	Fjy	0,00
Fbx	23,95	Ffx	-23,95	Fgx	8691,50
Fby	598,78	Ffy	598,78	Fgy	-609,56
Fcx	5810,30	Fhx	2905,15	Flx	23,95
Fcy	0,00	Fhy	-10,78	Fly	598,78
Fdx	2929,10	Fix	23,95	Fkx	5786,35
Fdy	-609,56	Fiy	598,78	Fky	-10,78

Matice – horní poloha

Sestavená matice s dosazenými hodnotami délek ramen jednotlivých těles.

F_{ax}	F_{ay}	F_{bx}	F_{by}	F_{cx}	F_{cy}	F_{dx}	F_{dy}	F_{ex}	F_{ey}	F_{fx}	F_{fy}	F_{hx}	F_{hy}	F_{ix}	F_{iy}	F_{jx}	F_{jy}	F_{gx}	F_{gy}	F_{lx}	F_{ly}	F_{kx}	F_{ky}	x
1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2
0.05	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3
-1	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4
0	-1	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5
0	0	0	0	0	0	0.4	0.3	0.8	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6
0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7
0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8
0	0	0	0	0	0	0.4	-0.3	0	0	0.8	-0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9
0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10
0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11
0	0	-0.05	ξ	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	12
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	13
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	-1	0	0	14
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.05	$-\xi$	0	0	0	0	0	0	0	0	15
0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	16
0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	17
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.3	0	0	0	0	0	0	18
0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	0	19
0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	20
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0.4	0.3	0	0	0.8	-0.6	21
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	22
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	23
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.8	0.6	0	0	0	0	-0.4	-0.3	0	0	0	0	24

Obr.19 Matice pro horní polohu

Tab.2 Výsledné síly ve vazbách pro horní polohu zvedáku

Složky síl	Velikost síl [N]	Složky síl	Velikost síl [N]	Složky síl	Velikost síl [N]
Fax	39,07	Fex	-480,07	Fjx	-960,14
Fay	-388,74	Fey	976,74	Fjy	0,00
Fbx	39,07	Ffx	-39,07	Fgx	1401,14
Fby	976,74	Ffy	976,74	Fgy	-1365,49
Fcx	960,14	Fhx	480,07	Flx	39,07
Fcy	0,00	Fhy	-388,74	Fly	976,74
Fdx	519,14	Fix	39,07	Fkx	921,07
Fdy	-1365,49	Fiy	976,74	Fky	-388,74

2.5 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Pro získání VVÚ bylo u těles 4 a 5, které jsou zatěžovány největšími silami, bylo provedeno otočení souřadnicového systému do roviny tělesa.

Vypočtené hodnoty pro dosazení.

$$\sin 11,53^\circ = 0,2 \quad \cos 11,53^\circ = 0,98$$

Dolní poloha tělesa 5

$$F_{Kx'} = F_{Kx} \cdot \cos \beta + F_{Ky} \cdot \sin \beta = 5786,35 \cdot 0,98 + (-10,78) \cdot 0,2 = 5668,47 \text{ N} \quad (37)$$

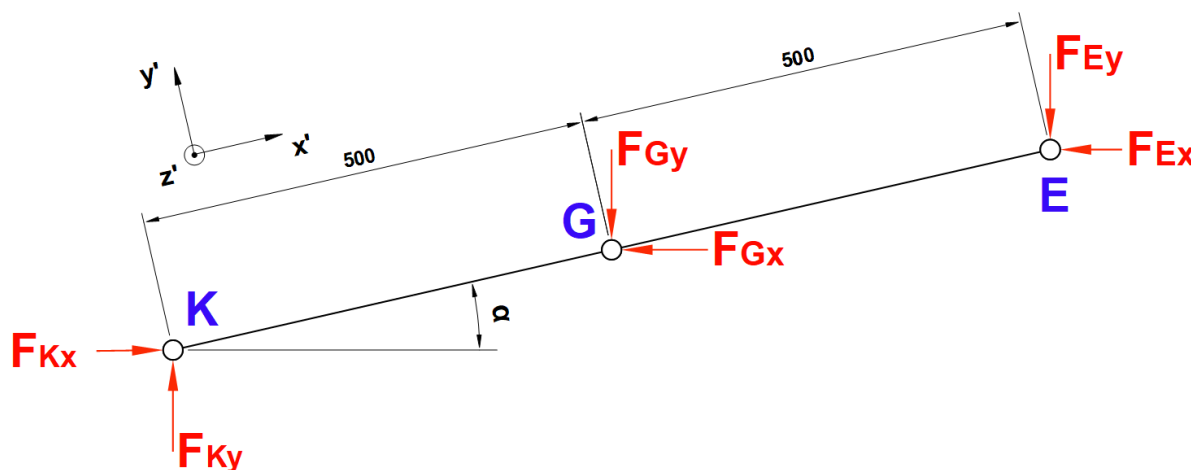
$$F_{Ky'} = -F_{Kx} \cdot \sin \beta + F_{Ky} \cdot \cos \beta = -5786,35 \cdot 0,2 + (-10,78) \cdot 0,98 = -1167,83 \text{ N} \quad (38)$$

$$F_{Gx'} = -F_{Gx} \cdot \cos \beta + F_{Gy} \cdot \sin \beta = -8691,50 \cdot 0,98 + (-609,56) \cdot 0,2 = -8639,58 \text{ N} \quad (39)$$

$$F_{Gy'} = F_{Gx} \cdot \sin \beta - F_{Gy} \cdot \cos \beta = 8691,50 \cdot 0,2 - (-609,56) \cdot 0,98 = 2335,67 \text{ N} \quad (40)$$

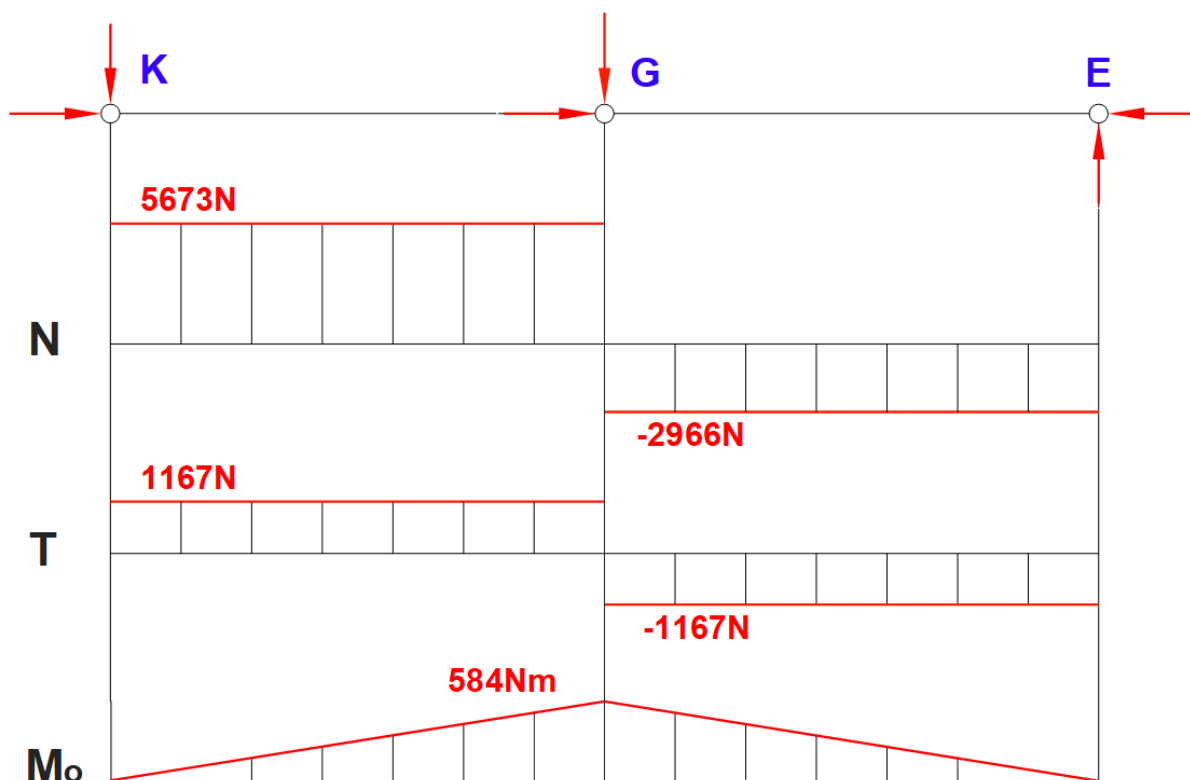
$$F_{Ex'} = -F_{Ex} \cdot \cos \beta + F_{Ey} \cdot \sin \beta = -(-2905,15) \cdot 0,98 + 598,78 \cdot 0,2 = 2966,80 \text{ N} \quad (41)$$

$$F_{Ey'} = F_{Ex} \cdot \sin \beta - F_{Ey} \cdot \cos \beta = -2905,15 \cdot 0,2 - 598,78 \cdot 0,98 = -1167,83 \text{ N} \quad (42)$$



Obr.20 Pootočení souřadného systému na tělese 5

Grafické znázornění průběhu VVÚ na tělese 5



Obr.22 VVÚ pro těleso 5

Dolní poloha tělesa 4

$$F_{Hx'} = -F_{Hx} \cdot \cos \beta + F_{Hy} \cdot \sin \beta = -2905,15 \cdot 0,98 + (-10,78) \cdot 0,2 = -2849,20N \quad (43)$$

$$F_{Hy'} = -F_{Hx} \cdot \sin \beta - F_{Hy} \cdot \cos \beta = -2905,15 \cdot 0,2 - (-10,78) \cdot 0,98 = -570,47N \quad (44)$$

$$F_{Gx'} = F_{Gx} \cdot \cos \beta - F_{Gy} \cdot \sin \beta = 8691,50 \cdot 0,98 - (-609,56) \cdot 0,2 = 8639,58N \quad (45)$$

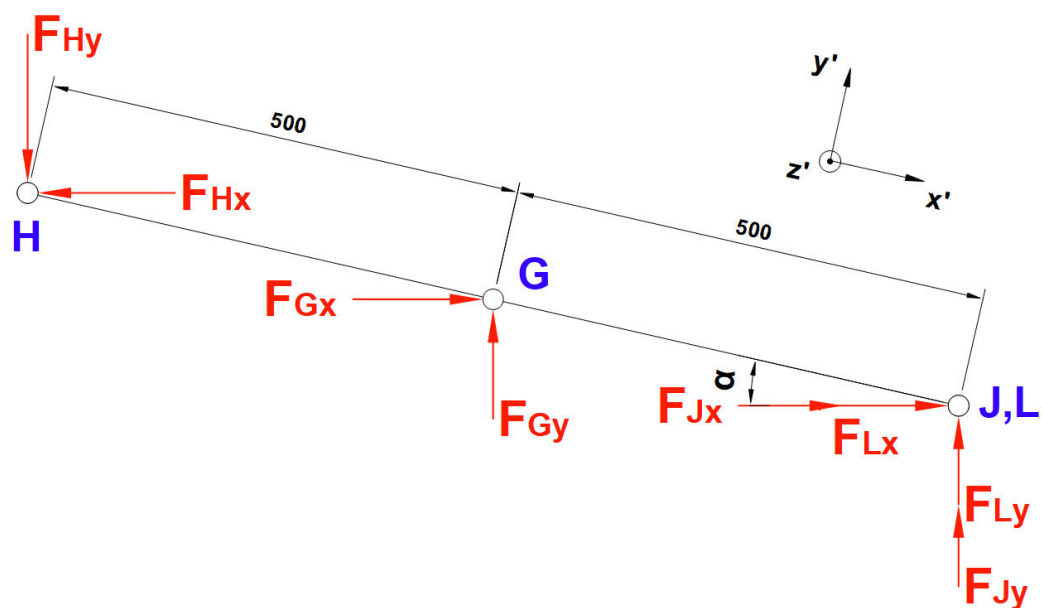
$$F_{Gy'} = F_{Gx} \cdot \sin \beta + F_{Gy} \cdot \cos \beta = 8691,50 \cdot 0,2 + (-609,56) \cdot 0,98 = 1140,94N \quad (46)$$

$$F_{Lx'} = F_{Lx} \cdot \cos \beta - F_{Ly} \cdot \sin \beta = 23,95 \cdot 0,98 - 598,78 \cdot 0,2 = -96,28N \quad (47)$$

$$F_{Ly'} = F_{Lx} \cdot \sin \beta + F_{Ly} \cdot \cos \beta = 23,95 \cdot 0,2 + 598,78 \cdot 0,98 = 591,59N \quad (48)$$

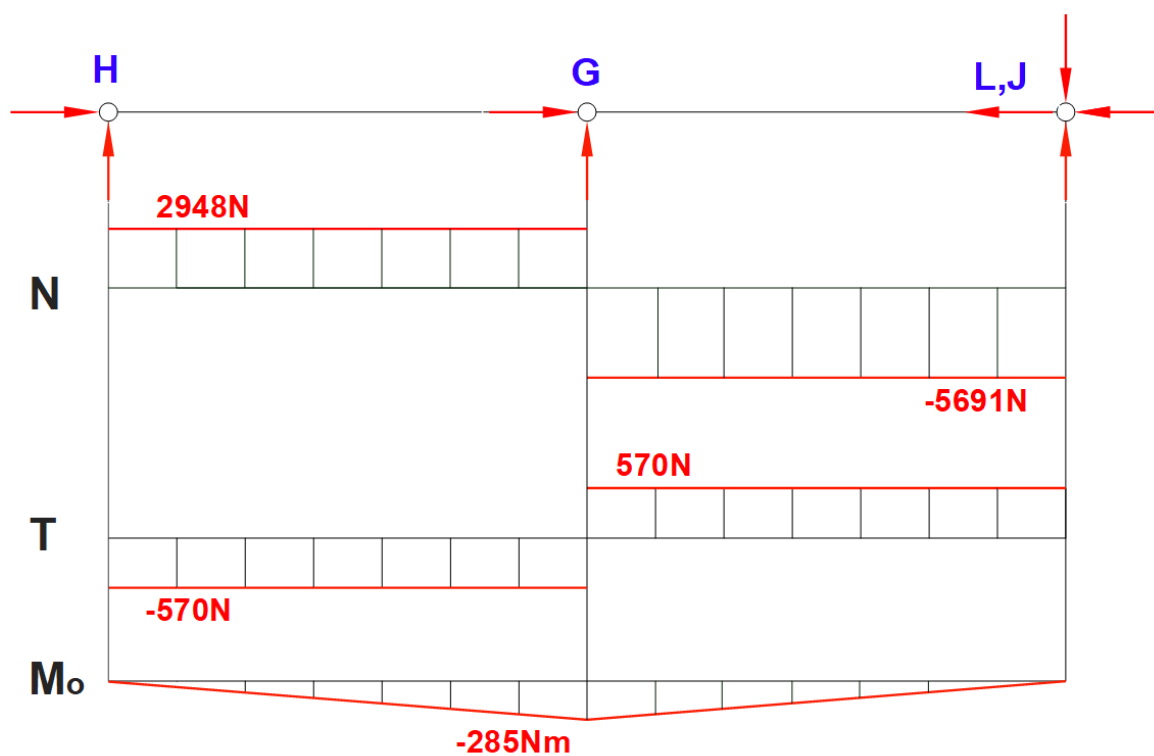
$$F_{Jx'} = F_{Jx} \cdot \cos \beta - F_{Jy} \cdot \sin \beta = (-5810,30) \cdot 0,98 - 0 \cdot 0,2 = -5691,10N \quad (49)$$

$$F_{Jy'} = F_{Jx} \cdot \sin \beta + F_{Jy} \cdot \cos \beta = (-5810,30) \cdot 0,2 + 0 \cdot 0,98 = -1162,06N \quad (50)$$



Obr.23 Pootočení souřadného systému na tělese 4

Grafické znázornění průběhu VVÚ na tělese 4



Obr.24 VVÚ pro těleso 4

2.6 PEVNOSTNÍ KONTROLA

2.6.1 KONTROLA NAMÁHÁNÍ MECHANISMU NA OHYB

Kontrola byla provedena pro těleso 4, pro které byl zjištěn největší ohybový moment pomocí průběhu VVÚ v bodě G.

Profil nosníku nůžkového mechanismu byl zvolen uzavřený svařovaný s obdélníkovým průřezem o rozměrech 60×30×3 mm. Materiál nosníku S235J2H, dovolené napětí v ohybu volím pro míjivé zatížení.

Kontrola profilu nůžek

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{dov} \quad (51)$$

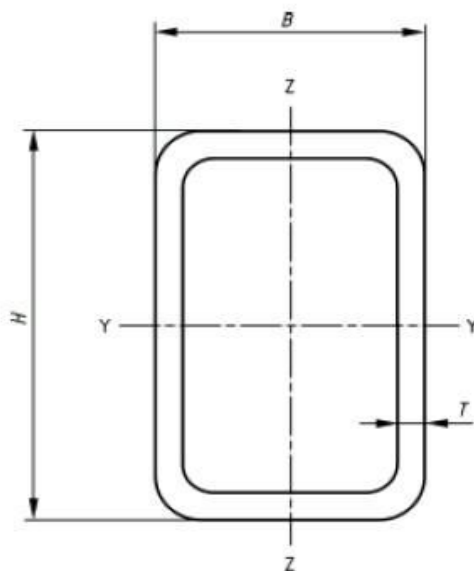
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{584}{6,83} = 85,5 \text{ MPa}$$

$M_o = 584 \text{ N} \cdot \text{m}$ – maximální ohybový moment na tělese 4.

$W_o = 6,83 \text{ cm}^3$ - modul průřezu v ohybu – zdroj katalog Feron. [6]

$\sigma_{dov} = 100 \text{ MPa}$ - dovolené napětí v ohybu pro materiál S235J2H s bezpečností $k=2$.

Profil nosníku vyhovuje. Výpočet proveden dle [7]



Obr. 25 Obdelníkový profil

2.7 KONTROLA ČEPŮ

Smykové síly v jednotlivých vazbách pro výpočet zatížení v čepích:

Hodnoty sil byly použity z Tab.1.

$$F_G = \sqrt{F_{Gx}^2 + F_{Gy}^2} = \sqrt{8691,50^2 + 609,56^2} = 8712,73 \text{ N} \quad (52)$$

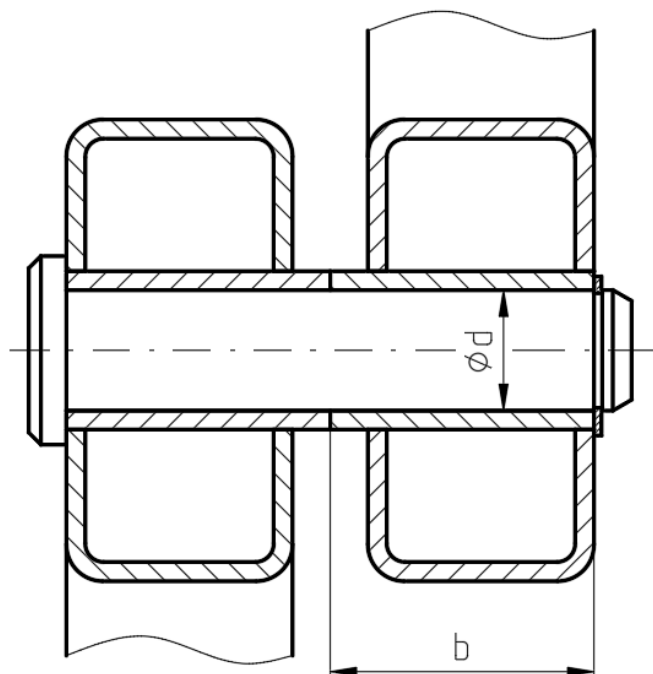
$$F_E = \sqrt{F_{Ex}^2 + F_{Ey}^2} = \sqrt{2905,15^2 + 598,78^2} = 2966,21 \text{ N} \quad (53)$$

$$F_K = \sqrt{F_{Kx}^2 + F_{Ky}^2} = \sqrt{5786,35^2 + 10,78^2} = 5786,36 \text{ N} \quad (54)$$

$$F_{J,L} = \sqrt{F_{J,Lx}^2 + F_{J,Ly}^2} = \sqrt{5786,35^2 + 598,78^2} = 5817,23 \text{ N} \quad (55)$$

2.7.1 VÝPOČET ČEPŮ VE VAZBÁCH - D, G, E, H

Čepy ve středech horních a spodních nůžek.



Obr.26 Řez čepem ve vazbě G

Výpočet průměru čepu

Napětí ve smyku:

$$\tau_s = \frac{F}{S} \Rightarrow \frac{4 \cdot F_G}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{s \text{ Dov}} \quad (56)$$

$$d_G = \sqrt{\frac{4 \cdot F_G}{\pi \cdot \tau_{s \text{ Dov}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8712,73}{\pi \cdot 55}} = 14,20 \text{ mm}$$

Volím průměr čepu $d_G = 16 \text{ mm}$. Výpočet pro ostatní vazby je analogický, pro zjednodušení výroby volím stejný průměr čepů i pro vazby D, E a H.

$\tau_{s \text{ Dov}} = 55 \text{ MPa}$ – dovolené napětí v krutu pro materiál 11500 s bezpečností $k=2$.

Kontrola na otláčení

Tlak ve stykových plochách:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{\text{Dov}} \quad (57)$$

$$p = \frac{F_G}{2 \cdot t_s \cdot d_G} = \frac{8712,73}{6 \cdot 16} = 90,75 \text{ MPa}$$

t_s – tloušťka stěny profilu

$p_{\text{Dov}} = 110 \text{ MPa}$ - dovolené napětí v tlaku pro materiál 11500 s bezpečností $k=2$.

Kontrola na ohyb

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{o \text{ Dov}} \quad (58)$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_G}{2} \cdot \frac{b}{2}}{\frac{\pi \cdot d_G^3}{32}} = \frac{4356,4 \cdot 17,5}{\frac{\pi \cdot 16^3}{32}} = 55,64 \text{ MPa}$$

b – délka vložky čepu - 35mm

$\sigma_{o \text{ Dov}} = 110 \text{ MPa}$ - dovolené napětí v ohybu pro materiál 11500 s bezpečností $k=2$.

2.7.2 VÝPOČET ČEPŮ VE VAZBÁCH - A, K

Čepy na konci nůžek spojující základní rám a horní plošinu s mechanismem nůžek.

Výpočet průměru čepu

Napětí ve smyku:

$$\tau_s = \frac{F}{S} \Rightarrow \frac{4 \cdot F_G}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{s \text{ Dov}} \quad (59)$$

$$d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot F_G}{\pi \cdot \tau_{s \text{ Dov}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5786,36}{\pi \cdot 55}} = 11,57 \text{ mm}$$

Volím průměr čepu $d_K = 16 \text{ mm}$. Výpočet pro ostatní vazby je analogický, pro zjednodušení výroby volím stejný průměr čepu i pro vazbu A.

$\tau_{s \text{ Dov}} = 55 \text{ MPa}$ – dovolené napětí v krutu pro materiál 11500 s bezpečností $k=2$.

Kontrola na otláčení

Tlak ve stykových plochách:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{\text{Dov}} \quad (60)$$

$$p = \frac{F_G}{2 \cdot t_s \cdot d_G} = \frac{5786,36}{6 \cdot 16} = 60,27 \text{ MPa}$$

$p_{\text{Dov}} = 110 \text{ MPa}$ - dovolené napětí v tlaku pro materiál 11500 s bezpečností $k=2$.

Kontrola na ohyb

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{o \text{ Dov}} \quad (61)$$

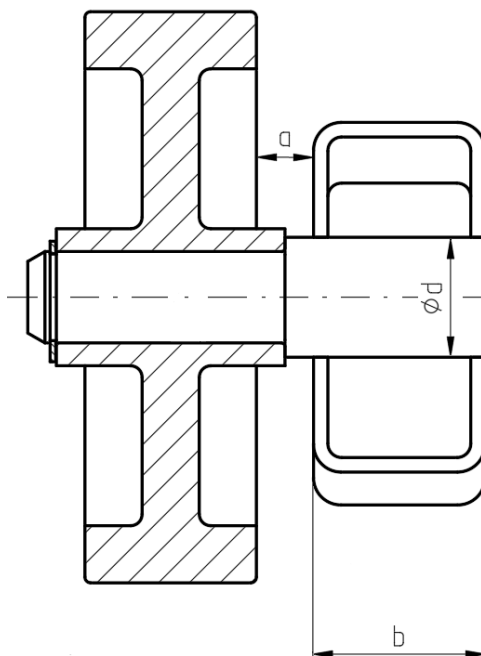
$$\sigma_o = \frac{4 \cdot F_K \cdot b}{\pi \cdot d_G^3} = \frac{5786,36 \cdot 40}{\pi \cdot 16^3} = 71,94 \text{ MPa}$$

b – šířka uložení

$\sigma_{o \text{ Dov}} = 110 \text{ MPa}$ - dovolené napětí v ohybu pro materiál 11500 s bezpečností $k=2$.

2.7.3 VÝPOČET ČEPŮ VE VAZBÁCH J, F

Čepy spojující konce nůžek s vodícími koly.



Obrázek 27 Řez čepem ve vazbě J

Výpočet průměru čepu

Napětí ve smyku:

$$\tau_s = \frac{F}{S} \Rightarrow \frac{4 \cdot F_G}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{s \text{ Dov}} \quad (62)$$

$$d_J = \sqrt{\frac{4 \cdot F_J}{\pi \cdot \tau_{s \text{ Dov}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5817,23}{\pi \cdot 55}} = 11,62 \text{ mm}$$

Volím průměr čepu $d_J = 16 \text{ mm}$. Výpočet pro ostatní vazby je analogický, pro zjednodušení výroby volím stejný průměr čepu i pro vazbu F. Uložení v profilu má průměr 21mm, pro výpočet volím menší průměr čepu 16mm.

$\tau_{s \text{ Dov}} = 55 \text{ MPa}$ – dovolené napětí v krutu pro materiál 11500 s bezpečností $k=2$.

Kontrola na otlačení

Tlak ve stykových plochách:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{Dov} \quad (63)$$

$$p = \frac{F_J}{2 \cdot t_s \cdot d_J} = \frac{5817,23}{6 \cdot 21} = 60,59 \text{ MPa}$$

$p_{Dov} = 110 \text{ MPa}$ - dovolené napětí v tlaku pro materiál 11500 s bezpečností $k=2$.

Kontrola na ohyb

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_o \text{ Dov} \quad (64)$$

$$\sigma_o = \frac{4 \cdot F_G \cdot \left(\frac{b}{2} + a\right)}{\pi \cdot d_G^3} = \frac{4 \cdot 5817,23 \cdot 20}{\pi \cdot 16^3} = 36,16 \text{ MPa}$$

a – mezera mezi jekly

$\sigma_o \text{ Dov} = 150 \text{ MPa}$ - dovolené napětí v ohybu pro materiál 11500 s bezpečností $k=1,5$.

Výpočtu čepů provedeny dle [7] a [8].

2.8 VOLBA POJEZDOVÝCH KOLEČEK

Pro pojezd nůžkového mechanismu po základním rámu a horní plošině volím polyamidová samostatná vysoko-zátěžová kola B15.100 s kuličkovými ložisky.

Parametry pojezdového kola

Průměr kola: 100 [mm]

Šířka běhounu: 30 [mm]

Délka náboje: 40 [mm]

Maximální zatížení: 175[kg]

Hodnoty dle [9]

3 POHON NŮŽKOVÉHO ZVEDÁKU

Pro pohon nůžkového mechanismu byl zvolen trapézový pohybový šroub v kombinaci s bronzovou přírubovou maticí.

3.1 VÝPOČET ŠROUBU A MATICE

Zvolený šroub a matice.

Trapézový šroub: Tr 44x7 C45 $R_m=650\text{MPa}$

Bronzová přírubová matice: Tr 44x7 CC491K $R_m=250\text{MPa}$

R_m – mez pevnosti v tahu

Zatěžující síla byla určena z vazby J.

$$F_z = F_j \cdot 2 = 5810 \cdot 2 = 11620\text{N} \quad (65)$$

F_z - zatěžující síla pohonu v dolní poloze

2 – počet nůžek mechanismu

Norma ČSN EN 1570-1+A1 blíže nespecifikuje bezpečnost pohonu. Proto byla zvolena bezpečnost $k=1,5$ pro překonání dynamických sil v mechanismu.

$$F_z = F_z \cdot 1,5 = 11620 \cdot 1,5 = 17430\text{N} \quad (66)$$

Výpočet průměrů šroubu

$$d_2 = d - \frac{P}{2} = 44 - \frac{7}{4} = 40,5\text{ mm} \quad (67)$$

d_2 – střední průměr závitu

$$d_3 = d - P - 2_{ac} = 44 - 7 - 2 \cdot 0,25 = 36,5\text{ mm} \quad (68)$$

d_3 – malý průměr závitu

$$P_h = z \cdot P = 1 \cdot 7 = 7\text{ mm} \quad (69)$$

P_h - stoupání závitu

z - počet chodů závitu

Další parametry potřebné pro výpočet zatížení ve šroubu a matici

$$f_o = f = 0,08$$

f_o - součinitel tření v závitech na mezidruhové ploše osazení

f - součinitel tření v závitech

d_o - nosný průměr matice

$$H_m = 90 \text{ mm}$$

H_m – výška bronzové matice

$$n_z = \frac{H_m}{P_h} = \frac{90}{7} = 12,85$$

n_z = počet závitů v matici (70)

Výpočet zatížení pohonu

$$\text{Samosvornost} - \pi \cdot f \cdot d_2 > P_h \rightarrow 10,17 > 7 \quad (71)$$

Podmínka samosvornosti splněna.

$$M_{ZV} = \frac{F_z \cdot d_2}{2} \left(\frac{P_h + \pi \cdot f \cdot d_2}{\pi \cdot d_2 - f \cdot P_h} \right) + \frac{F_z \cdot f_o \cdot d_o}{2} = \frac{17,4 \cdot 40,5}{2} \left(\frac{7 + \pi \cdot 0,08 \cdot 40,5}{\pi \cdot 40,5 - 0,08 \cdot 7} \right) + \frac{17,4 \cdot 0,08 \cdot 68}{2} = 91,63 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{ZV} - \text{moment pro zvedání břemene} \quad (72)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{ZV}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 91,63 \cdot 10^3}{\pi \cdot 36,5^3} = 9,59 \text{ MPa}$$

$$\tau - \text{smykové napětí od krutu od šroubu} \quad (73)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_z}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 17,4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 36,5^2} = 16,62 \text{ MPa}$$

$$\sigma - \text{normálové tlakové napětí ve šroubu} \quad (74)$$

$$p_z = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d_2 \cdot n_z \cdot P} = \frac{2 \cdot 17,4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40,5 \cdot 12,8 \cdot 7} = 3,05 \text{ MPa}$$

$$p_z - \text{tlak v závitech matice} \quad (75)$$

Zatížení pohybové šroubu bylo určeno z podle podmínky redukovaného napětí šroubu.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{16,62^2 + 3 \cdot 9,96^2} = 23,49 \text{ MPa} \quad (76)$$

σ_{red} – redukované napětí podle podmínky měrné energie napjatosti změny tvaru

$p_D = 17 \rightarrow 24 \text{ MPa}$ (pro velmi nízkou rychlost posuvu) viz. Tab 3.

p_D – dovolené tlaky v závitech pohybových šroubů mezi materiály ocel-bronz

$$v_p = P_h \cdot n = \frac{7}{1000} \cdot \frac{106}{60} = 0,01236 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

v_p – rychlost posuvu (77)

n – 106 ot/min – otáčky převodovky

$$t_{zV} = \frac{d_{šroub}}{v} = \frac{0,38}{0,01236} = 31 \text{ s}$$

t_{zV} – doba zdvihu do maximální polohy (78)

Výpočet byl realizován dle [8]

Redukované napětí nepřekračuje mez kluzu materiálu při dostatečném součiniteli vůči meznímu stavu pružnosti.

Tab. 3 [8]

Materiál šroubu	Materiál matice	Dovolený tlak p_D [MPa]	Rychlost [m/s]
ocel	bronz	17-24	Velmi nízká
ocel	bronz	11-17	0,05
ocel	litina	12-17	0,04
ocel	bronz	5-10	0,1-0,2
ocel	litina	4-7	0,1-0,2
ocel	bronz	1-2	0,25

3.2 VOLBA POHONU

Pro pohon pohybového šroubu byla zvolena čelní převodovka s elektromotorem od firmy SEW EURODRIVE, která díky svému uspořádání a rozměrům nejvíce vyhovuje zvolenému konstrukčnímu řešení zvedáku.

Parametry čelního převodového motoru

Označení: R27DRS80M4

Výstupní otáčky: 106 [ot/min]

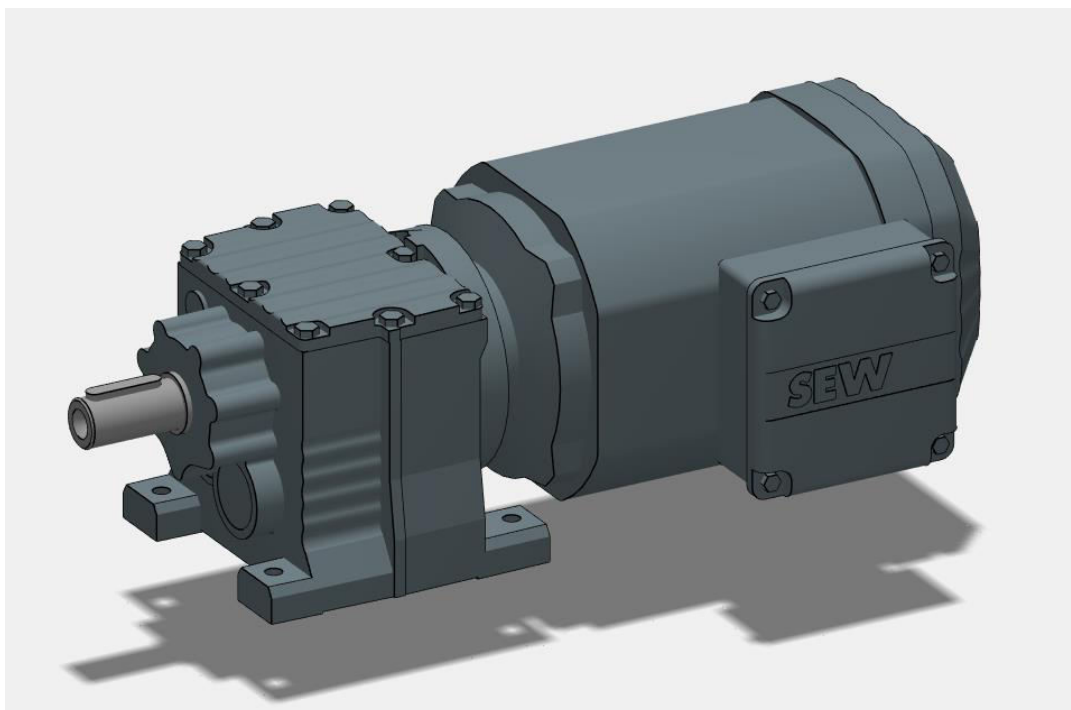
Výstupní krouticí moment. 99 [N.m]

Jmenovité otáčky motoru: 1410 [ot/min]

Výkon motoru: 1100 [W]

Napětí motoru: 400 [V]

Výstupní krouticí moment je vyšší než potřebný pro zdvih mechanismu, převodku lze požit pro pohon pohybového šroubu. Hodnoty dle katalogu [10].



Obr.28 Čelní převodovka [10]

4 SHRUTÍ SESTAVY

Navržený nůžkový zvedák je sestaven z pěti základních částí:

Základní rám – je svařen z několika plechů a slouží, jako stabilní podpora pro celý zvedák byl navrhnut tak, aby zajišťoval dostatečnou tuhost pro celý mechanismus. K rámu je pomocí šroubů uchycen motor a uložení pohybového šroubu.

Nůžkový mechanismus – mezi jednotlivými nůžkami je spojen čepy, se základním rámem a horní plošinou je spojen přes kloubové uložení. Horní a dolní nůžky jsou zakončeny pojezdovými koly na čepech, která zajišťují volný pohyb mechanismu.

Zdvihací plošina – základem plošiny jsou dva L profily, které zajišťují tuhost plošiny. K těmto profilům je přivařen obvodový rám a plechové výztuhy. Celá plošina je překryta plechem.

Čelní převodovka s elektromotorem

Pohybový šroub s uložení – slouží v kombinaci s bronzovou maticí jako převodový člen mezi nůžkovým mechanismem a čelní převodovkou, axiální síla od šroubu je zachycena pomocí axiálních ložisek. Převod síly mezi šroubem a převodovkou je zajištěn pomocí kolíkové spojky a per. Bronzová matice je uložena v otočné přírubě, která je připevněna tlustostěnným vyztuženým profilem k nůžkám z důvodu velkého ohybového zatížení.

Jednotlivé části jsou vyobrazeny na výkrese sestavy a výkresech podsestav viz. přílohy.

ZÁVĚR

V úvodu práce je zpracována stručná rešerše dostupných plošinových zvedáku z hlediska jejich konstrukce a pohonu. Dále je shrnuta problematika upevnění zahradní techniky k plošinovým zvedákům a navrženo snadné řešení jejich úpravy.

V další části je zpracován návrh konstrukce dle zadaných parametrů, pro zvedák byl zvolen dvou nůžkový mechanismus kvůli výšce zdvihu a pohon pohybovým šroubem. Úloha byla řešena jako rovinná a po uvolnění všech těles mechanismu byly zjištěny výsledné síly ve vazbách. Poté byla určena základní poloha při zachování ideálních parametrů pohonu pro zadané zatížení. Dále byl navrhnout profil nosníku s využití výsledných vnitřních účinků a pevnostně zkontrolovány všechny čepy mechanismu.

Poté byl spočítán potřebný moment pro zdvih plošiny do maximální výšky s ohledem na zachování bezpečnosti pohybového šroubu a matice.

Pohon byl zvolen s ohledem na kompaktnost zařízení a malé zástavbové rozměry řešení. Nejvhodnějším řešením při daném uložení pohybové šroubu byla čelní převodovka s elektromotorem. S ohledem na dobrou dostupnost informací a velkým výběrem produktů byla zvolena převodovka od společnosti Sew Eurodrive.

Pro zvolenou převodovku byla spočítána doba zdvihu 31 sekund při zachování požadavků stanovených předepsanou normou.

Dále byl zhotoven 3D model v programu Solidworks a následně bylo vytvořeno výkresy s použitím softwaru Autodesk Mechanical.

Tato práce splnila požadovaná kritéria zadání s ohledem na vyšší základní polohu zdvihu. Pro opravárenství zahradní techniky existují další alternativy v oblasti plošinových zvedáků.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Revize kontroly [online]. Ostrava: Revize kontroly, 2019 [cit. 2019-04-28]. Dostupné z: <https://revizekontroly.cz/odborne-clanky/zdvihaci-zarizeni/vyhrazena-a-nevyhrazena-zdvihaci-zarizeni>
- [2] Cadetkv [online]. Karlovy Vary: Cadetkv, 2010 [cit. 2019-04-28] Dostupné z: <http://www.cadetkv.cz/tazne-tlacny-retez.htm>
- [3] ČSN EN 1570-1+A1. *Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly-Část 1: Zdvihací stoly sloužící do úrovně dvou pevných nakládacích míst*. Vyd. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [4] FLORIAN, Zdeněk, Emanuel ONDRÁČEK a Karel PŘIKRYL. *Mechanika těles: statika*. Vyd. 7., V Akademickém nakladatelství CERM 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN 978-80-214-3440-0.
- [5] ČERMÁK, Libor, Rudolf Hlavička. *Numerické metody*. Vyd. 2., V Akademickém nakladatelství CERM 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. ISBN 978-80-214-3752-4.
- [6] Feron [online]. Praha: Feron, 2019 [cit. 2019-04-28]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/index.php>
- [7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 9788073610517.
- [8] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.
- [9] Kolapikr [online]. Horka nad Moravou: Kolapikr, 2019 [cit. 2019-05-21] Dostupné z: <https://www.kolapirkl.cz/polyamidova-b15>
- [10] SewEurodrive [online]. Bruchval: SewEurodrive, 2019 [cit. 2019-05-21] Dostupné z: https://www.seweurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs_CZ&country=CZ
- [11] NaradiPRO [online]. Praha 10: NaradiPro, 2019 [cit. 2019-04-28] Dostupné z: <https://www.naradi-pro.cz/zvedaky-na-motorky>
- [12] Autotech-chotebor [online]. Chotěboř: Autotech-chotebor, 2019 [cit. 2019-04-28] Dostupné z: <https://www.autotech-chotebor.cz/produkty/detail/jednosloupovy-zvedak-pro-zahradni-techniku>

- [13] NaradiPRO [online]. Praha 10: NaradiPro, 2019 [cit. 2019-04-28] Dostupné z: <https://www.naradi-pro.cz/zvedaky-pistove>
- [14] Hydraulics [online]. Slopné: Hydraulics, 2019 [cit. 2019-04-28] Dostupné z: <https://www.hydraulics.cz/24974-zh2t-primocary-hydromotor-dvojcinnny-tlumeni>
- [15] Golemtech [online]. Praha 10: Golemtech, 2019 [cit. 2019-04-28] Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/pneumaticke-zvedaky/344-pneumaticky-zvedak-3-t.html>
- [16] Autotech-chotebor [online]. Chotěboř: Autotech-chotebor, 2019 [cit. 2019-04-28] <https://www.autotech-chotebor.cz/produkty/detail/nuzkovy-sroubovy-zvedak-pro-motocykly>
- [17] *Serapid* [online]. USA: Serapid, 2017 [cit. 2017-03-5]. Dostupné z: <http://www.serapid.com/en/en>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

i	[-]	Počet stupňů volnosti soustavy
F_{Ax}	[N]	Síla ve vazbě A ve směru osy x
F_{Ay}	[N]	Síla ve vazbě A ve směru osy y
F_{Bx}	[N]	Síla ve vazbě B ve směru osy x
F_{By}	[N]	Síla ve vazbě B ve směru osy y
F_{Cx}	[N]	Síla ve vazbě C ve směru osy x
F_{Cy}	[N]	Síla ve vazbě C ve směru osy y
F_{Dx}	[N]	Síla ve vazbě D ve směru osy x
F_{Dy}	[N]	Síla ve vazbě D ve směru osy y
F_{Ex}	[N]	Síla ve vazbě E ve směru osy x
F_{Ey}	[N]	Síla ve vazbě E ve směru osy y
F_{Fx}	[N]	Síla ve vazbě F ve směru osy x
F_{Fy}	[N]	Síla ve vazbě F ve směru osy y
F_{Gx}	[N]	Síla ve vazbě G ve směru osy x
F_{Gy}	[N]	Síla ve vazbě G ve směru osy y
F_{Ix}	[N]	Síla ve vazbě I ve směru osy x
F_{Iy}	[N]	Síla ve vazbě I ve směru osy y
F_{Jx}	[N]	Síla ve vazbě J ve směru osy x
F_{Jy}	[N]	Síla ve vazbě J ve směru osy y
F_{Kx}	[N]	Síla ve vazbě K ve směru osy x
F_{Ky}	[N]	Síla ve vazbě K ve směru osy y
F_{Lx}	[N]	Síla ve vazbě L ve směru osy x
F_{Ly}	[N]	Síla ve vazbě L ve směru osy y
F_z	[N]	zatěžující síla pohonu v dolní poloze zvedáku
M_{ZV}	[N.m]	moment pro zvedání břemene
M_o	[N.m]	ohybový moment
P_h	[mm]	stoupání závitu
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
d_2	[mm]	střední průměr závitu
d_3	[mm]	malý průměr závitu
d_G	[mm]	Průměr čepu ve vazbě G

d_J	[mm]	průměr čepu ve vazbě J
d_K	[mm]	průměr čepu ve vazbě K
p_D	[MPa]	dovolené tlaky v závitech mezi materiály ocel-bronz
p_{Dov}	[MPa]	dovolené napětí v tlaku
p_z	[MPa]	tlak v závitech matice
t_{ZV}	[s]	doba zdvihu do maximální polohy
v_p	[m. s ⁻¹]	rychlost posuvu
μ_r	[-]	Počet neznámých délkových rozměrů
ν_F	[-]	Počet použitelných silových podmínek statické rovnováhy
ν_M	[-]	Počet použitelných momentových podmínek statické rovnováhy
$\sigma_{o\ Dov}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_{red}	[MPa]	reduované napětí měrné energie napjatosti změny tvaru
$\tau_{s\ Dov}$	[MPa]	dovolené napětí v krutu
A	[-]	Matice soustav lineárních rovnic
b	[-]	vektor pravých stran
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahu
x	[-]	vektor neznámých
f	[-]	součinitel tření v závitech
p	[MPa]	tlak ve stykových plochách
μF	[-]	Počet neznámých sil
μM	[-]	Počet neznámých momentů
σ	[MPa]	normálové tlakové napětí ve šroubu
τ	[MPa]	smykové napětí od krutu od šroubu

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHY:

Výkresy sestav

Nůžkový zvedák	1-SSZ-0000-0
----------------	--------------

Výkresy podsestav

Spodní rám	2-SSZ-0000-1
------------	--------------

Plošina	2-SSZ-0000-2
---------	--------------

Hnané rameno	2-SSZ-0000-3
--------------	--------------

Seznamy položek

1-SSZ-0000-0K/SP-1/2

1-SSZ-0000-0K/SP-2/2